

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра електрифікації, автоматизації виробництва та інженерної екології

Кваліфікаційна робота

на правах рукопису

Залізницький Дмитро Вікторович

УДК 621.359.4

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Обґрунтування вибору та тепло-енергетичний розрахунок парової турбіни
міні ТЕЦ.
(тема роботи)

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Залізницький Д.В.

(підпис, ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи

Денисюк Анатолій Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

к.т.н., доцент кафедри електрифікації,

автоматизації виробництва та інженерної екології

(науковий ступінь, вчене звання)

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Залізницький Д.В. Обґрунтування вибору та тепло-енергетичний розрахунок парової турбіни міні ТЕЦ. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка – Поліський національний університет, Житомир, 2025.

Основною метою роботи є здійснення вибіру та розрахунок парової турбіни міні ТЕЦ.

Результатом роботи є вибір та тепловий розрахунок регулюючого ступеня парової турбіни типу ПР та тепловий розрахунок нерегульованих ступеней. Для цього були визначені розміри проточної частини, обчислено теплоперепади в ґратах, обрано соплову решітку та ґрати. Визначено висоту і число каналів соплової решітки та втрати в ній. Розглянуто питання з охорони праці під час експлуатації, турбоустановки.

Ключові слова: парова стаціонарна турбіна, регулююча ступень, абсолютний тиск, питомі втрати, номінальні параметри роботи, втрати енергії, коефіцієнт корисної дії, вихідна потужність.

ABSTRACT

Zaliznytskyi D.V. Justification of the choice and thermal calculation of a steam turbine of a mini Thermal power plant. Qualification work for obtaining a master's degree in specialty 141 - Electrical Power Engineering, Electrical Engineering and Electromechanics - Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

The main purpose of the work is to select and calculate a steam turbine of a mini TPP.

The result of the work is the selection and thermal calculation of the regulating stage of a PR type steam turbine and the thermal calculation of unregulated stages. For this purpose, the dimensions of the flow part were determined, heat differences in the grates were calculated, the nozzle grid and grate were selected. The height and

number of channels of the nozzle grid and losses in it were determined. The issues of labor protection during operation, turbine installations were considered.

Keywords: stationary steam turbine, regulating stage, absolute pressure, specific losses, nominal operating parameters, energy losses, efficiency, output power.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ	6
1.1. Класифікація теплових електричних станцій	6
1.2. Основні характеристики палива, що використовується на ТЕС	10
1.3. Технологічні схеми теплових електростанцій	12
Висновки за розділом 1	15
РОЗДІЛ 2. ВИБІР ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ	16
2.1. Вибір типу турбоагрегату, що встановлюється	16
2.2. Тепловий розрахунок парової турбіни типу ПР	16
Висновки за розділом 2	32
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБОАГРЕГАТІВ	33
Висновки за розділом 3	36
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	38
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	39

ВСТУП

Актуальність роботи. Всі промислові підприємства потребують одночасно теплоти та електроенергії. Деяким підприємствам теплота потрібна тільки для опалення, вентиляції, кондиціонування повітря та гарячого водопостачання. Іншим підприємствам - металургійним, хімічним, нафтопереробним тощо, окрім гарячої води (на зазначені цілі) потрібна пара різних параметрів на виробничі потреби: обігрів технологічних апаратів, приводи різних механізмів - великих турбокомпресорів та ін.

Електроенергія потрібна для технологічних агрегатів (електропечі, електроліз та ін), приводу різних механізмів великої та малої потужності, а також освітлення, кондиціонування повітря та ін.

На відміну від електроенергії теплота (особливо при теплоносії - парі) може бути економічно подана на дуже великі відстані, тому кожному підприємству чи групі близько розташованих підприємств потрібно своє джерело теплоти необхідних параметрів. Такими джерелами є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), на яких здійснюється комбіноване (спільне) виробництво теплоти та електричної енергії.

При досить великих масштабах споживання теплоти ТЕЦ дають велику економію палива порівняно з так званим роздільним варіантом теплоелектропостачання, при якому підприємство отримує електроенергію від енергосистеми, теплоту від своєї або районної котельні.

Тому раціональний вибір турбоагрегату міні ТЕЦ є важливою задачею.

Метою роботи є здійснення вибіру та розрахунок парової турбіни міні ТЕЦ.

Досягнення поставленої мети у роботі вирішуються наступні задачі:

1. Аналіз технологічних схем теплових електростанцій.
2. Вибір та розрахунок регулюючого ступеня парової турбіни типу ПР та тепловий розрахунок нерегульованих ступеней міні ТЕЦ.

Об'єктом дослідження є аналіз технологічних схем теплових електростанцій, щодо вибору та розрахунку парової турбіни.

Предметом дослідження є ступені парової турбіни з вибором та розрахунком параметрів турбоагрегату.

Методи досліджень. При виконанні досліджень, використовувалися методи системного аналізу, методи математичного моделювання, методи вибору компромісних рішень, засновані теорії ігор (теорія контрактів).

Практична значимість результатів роботи:

Розроблені методичні засади, методи вибору та розрахунку турбоагрегату міні ТЕЦ, що дозволяють ефективно вирішувати такі практичні завдання:

1. Оптимізувати вибір та здійснити тепловий розрахунок регулюючого ступеня парової турбіни типу ПР та тепловий розрахунок нерегульованих ступеней, в залежності від потреб споживача та використаного палива.
2. У перспективі реалізувати можливість вдосконалення турбоагрегату за мірою розширення та модернізації виробництва.

Перелік публікацій автора за темою дослідження:

Залізницький Д.В. ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Матеріали науково практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та здобувачів вищої освіти факультету інженерії та енергетики «Студентські читання - 2024». 31 жовтня 2024 р. Житомир: Поліський національний університет, 2024. - С 54-56.

Залізницький Д.В., Лугін О.В. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК НЕРЕГУЛЬОВАНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

Наукові читання – 2025: збірник тез доповідей науково-практичної конференції за підсумками І-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей. 23 квітня 2025 р. Житомир: Поліський національний університет, 2025. - С 61-63.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ.

1.1. Класифікація теплових електричних станцій

Електричною станцією називається комплекс обладнання та пристроїв, призначених для перетворення енергії природного джерела в електричну енергію та теплоту.

Електричні станції (ЕС) класифікують за видом використовуваної природної (первинної) енергії [1]:

- теплові електричні станції (ТЕС), що використовують органічне топливо;
- атомні електростанції (АЕС), що використовують атомну енергію;
- електростанції, що використовують так звані відновлювані джерела енергії: гідро-ЕС (ГЕС), у яких електрична енергія виробляється за рахунок механічної енергії води рік; вітро-ЕС (ВЕС), у яких перетворюється енергія вітру; геліо ЕС, у яких перетворюється сонячна радіація, і навіть ЕС, у яких використовується геотермальна енергія, енергія біомаси тощо.

Теплові електростанції можна класифікувати за такими ознаками [2].

1. По виду енергії, що відпускається:

- конденсаційні електричні станції (КЕС), що відпускають лише (переважно) електричну енергію;
- теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що відпускають електричну та теплову енергію (у вигляді пари чи гарячої води).

Централізоване теплопостачання споживачів з використанням відпрацьованої теплоти турбін та виробленням електроенергії на базі теплового споживання називають теплофікацією. Турбіни відповідного

типу називають теплофікаційними.

Таким чином, розрізняють ТЕЦ з комбінованим виробленням електричної енергії та теплоти та енергоджерела з роздільним виробленням цих видів енергії на КЕС у котельнях.

2. По виду теплового двигуна:

- з паротурбінними установками (ПТУ) – паротурбінні ТЕС;
- з газотурбінними установками (ГТУ) – газотурбінні ТЕС;
- з парогазовими установками (ПДУ) - парогазові ТЕС;
- електростанції з двигунами внутрішнього згоряння дизельні електростанції (ДЕС), газопоршневі електростанції (ДПЕМ).

3. За призначенням:

- районні електростанції загального користування: конденсаційні електростанції (ДРЕС) та теплоелектроцентралі (ТЕЦ); при цьому розрізняють опалювальні ТЕЦ, що відпускають теплоту з мережевою водою для опалення та гарячого водопостачання населення, та промислово-опалювальні ТЕЦ, що відпускають як теплоту з мережевою водою для опалення та гарячого водопостачання населення, так і пар для потреб підприємств;
- промислові, що входять до складу виробничих підприємств.

4. За технологічною структурою теплової схеми поділяються на блокові та неблокові (з поперечними зв'язками).



Запорізька ТЕС (3600 МВт) — одна із найпотужніших ТЕС України (ділить 1-2 місце з Вуглегірською ТЕС)



Вуглегірською ТЕС потужністю 3600 МВт



Південно-Українська АЕС потужністю 3000 МВт

При блоковій схемі все основне і допоміжне обладнання паротурбінної установки не має технологічних зв'язків з обладнанням іншої установки електростанції. котла, називають моноблоком, за наявності двох котлів на одну турбіну - дубль-блок [1].

При неблоковій схемі ТЕС пар від усіх парових котлів надходить у загальну магістраль і лише звідти розподіляється окремими турбінами. Лінії, якими вода подається в парові котли (поживні трубопроводи), також мають поперечні зв'язки [1].

Блокові ТЕС дешевші за неблочні, оскільки спрощується схема трубопроводів, скорочується кількість арматури. Керувати окремими агрегатами на такій станції простіше, установки блокового типу легко автоматизувати. В експлуатації робота одного блоку не відбивається на сусідніх.

Для паротурбінних установок із проміжним перегрівом пара блокова схема є практично єдиною можливою, оскільки неблочна схема

станції в цьому випадку виявиться надмірно складною.

5. За рівнем початкового тиску розрізняють паротурбінні установки:

- низького тиску: до 2,9 МПа);
- середнього тиску: 3,9 МПа;
- високого: 8,8 ... 12,75 ... 16,7 МПа;
- надкритичного: 23,5 МПа і вище.

1.2. Основні характеристики палива, що використовується на ТЕС

Енергетичні ресурси надходять на електростанції у вигляді палива речовини, що використовується з метою отримання теплової, механічної та електричної енергії.

Паливо можна поділити на дві основні групи [1]:

- органічне, що виділяє теплоту в результаті хімічних реакцій з окислювачем;
- ядерне, здатне виділяти теплоту при ланцюгових реакціях розпаду ядер деяких ізотопів важких елементів (урану, плутонію).

За способом одержання органічне паливо підрозділяють на природне та штучне, одержуване в результаті переробки природного палива.

Викопне природне паливо - це паливо, накопичене в надрах Землі є продуктом біохімічних та хімічних перетворень органічної речовини рослин та мікроорганізмів, що протікали з різною швидкістю у напрямку поступового обуглерожування (вуглефікації) палива, тобто. підвищення у ньому вмісту вуглецю та зменшення кількості кисню та водню.

На ТЕС та котельнях спалюється переважно природний газ, на частку якого припадає від 90 до 94% сумарного споживання палива у цьому секторі. На другому місці – мазут; його частка в паливному балансі знаходиться в межах 2... 4%. Середній вміст сірки в мазуті, що

спалюється на електростанціях, становить 2,4...2,5% [1].

У відносно невеликих кількостях спалюється тверде паливо: переважно дрова, деревні відходи та торф.

Із подальшим введенням АЕС річний обсяг закупівель природного газу має суттєво скоротиться.

У загальному випадку склад органічного палива можна розділити на горючу (вуглець, водень і сірка) та негорючу (кисень, азот, мінеральні речовини та волога) частини.

Особливістю твердих та рідких палив є складність хімічного складу входять до них органічних сполук, тому склад палива визначається за відсотковим змістом ув'язнених у ньому хімічних елементів. При цьому умовно вважають, що паливо складається з перерахованих елементів, що знаходяться у вільному стані у вигляді механічної суміші [1].

Газоподібне паливо, що являє собою механічну суміш досить простих вуглеводнів та інших відомих сполук, оцінюється за часткою цих сполук (горючих та негорючих газів).

У пальну частину можуть входити окис вуглецю, водень, граничні вуглеводні і іноді сірководень. У негорючу частину можуть входити кисень, азот, двоокис вуглецю та різні домішки (водяні пари, смоли, пил тощо).

Основна характеристика палива-це теплота згоряння Q .

Під теплою згоряння розуміють кількість тепла в кДж, яке виділяє за повного згоряння 1 кг твердого або рідкого палива, або 1 м³ газоподібного палива за нормальних фізичних умов.

Розрізняють вищу (v') і (ϕ_i') нижчу теплоту згоряння.

У газоподібних продуктах згоряння будь-якого палива містяться водяні пари, що утворюються внаслідок згоряння водню та

випаровування вологи палива. Якщо продукти згоряння охолодити до конденсації водяної пари, що в них міститься, звільниться тепло, витрачене на пароутворення вологи [1].

Під вищою теплотою згоряння розуміють все тепло, що виділилося при згорянні одиниці палива, включаючи тепло конденсації водяної пари.

Під нижчою теплотою згоряння розуміють теплоту згоряння, яка враховує тепло конденсації водяної пари, що міститься у продуктах згоряння палива.

У промислових установках, що спалюють паливо, у теплових двигунах різного типу газоподібні продукти згоряння викидаються в атмосферу, як правило, при температурах коли конденсації водяної пари не відбувається і, отже, теплота їх конденсації не вивільняється для використання [1].

1.3. Технологічні схеми теплових електростанцій

(на прикладі паротурбінних)

Як приклад розглянемо роботу паротурбінної теплової електростанції, що спалює природний газ та мазут.

Основними елементами аналізованої електростанції є котельна установка, що виробляє пар високих параметрів [2];

Основним елементом котельної установки є казан.

Котел, і турбіна можуть працювати тільки при дуже високій якості поживної води та пари, що допускає лише нікчемні домішки інших речовин. Крім того, витрати пари величезні (наприклад, в енергоблоці 1200 МВт за 1 с випаровується, проходить через турбіну та конденсується понад 1 т води). Тому нормальна робота енергоблоку можлива лише при створенні замкненого циклу циркуляції робочого тіла високої чистоти.

У конденсаційних ТЕС (КЕС) створюються умови для

максимально повного перетворення потенційної енергії пари, виробленого в котлі, механічну енергію обертання ротора турбогенератора (при максимально можливому розширенні пари в проточній частині турбіни), а потім і в електричну енергію [1].

Теплоелектроцентралі (ТЕЦ) мають вищі енергетичні показники проти КЕС, оскільки частина теплоти, отработавшего у турбіні пари, корисно використовується. При повному використанні теплоти, яка відпрацювала в турбіні пари (турбіни з протитиском), втрати тепла в холодному джерелі відсутні, а при частковому - в холодному джерелі (конденсаторі) втрачається менше тепла, ніж на КЕС [1].

Принципова відмінність атомних електростанцій (АЕС) від ТЕС у тому, що замість котельних установок, що використовують органічне паливо, використовується ядерний реактор — пристрій, в якому здійснюється керована ланцюгова ядерна реакція поділу (розщеплення) ядер атомів радіоактивної речовини, що супроводжується виділенням енергії [1].



На АЕС широко застосовується насичена пара. Це пояснюється тим, що у ряді випадків перегрів пари безпосередньо в ядерному реакторі дуже ускладнює конструкцію реактора і схему установки, що вимагає суттєвих додаткових капітальних витрат. Водночас на АЕС вартість палива (ядерного пального), віднесена до одиниці виробленої енергії, є значно нижчою, ніж на електростанціях звичайного типу. Тому тут виробництво електроенергії на менш дорогих установках

навіть за нижчих значень ККД економічно виправдане [1].

ВИСНОВКИ ЗА 1 РОЗДІЛОМ

Теплові електростанції перетворюють природну енергію в електричну та теплову. Вони класифікуються за джерелом енергії (викопні, атомні, відновлювані) та типом (конденсаційні, теплоелектроцентралі, промислові). Теплові електростанції можна класифікувати за призначенням (районні, промислові) та технологічною структурою (блочні, неблочні). Основними характеристиками палива, що використовується на теплових електростанціях, є його теплотворна здатність, склад і тип (органічне, ядерне). Технологічна схема паротурбінної електростанції включає котельню, турбіну та конденсатор. Принципова відмінність між атомними та тепловими електростанціями полягає у використанні ядерного реактора замість котла.

РОЗДІЛ 2

ВИБІР ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ.

2.1. Вибір типу турбоагрегату, що встановлюється.

На підставі заданих теплових навантажень необхідно вибрати число і номінальну потужність парових турбін для проектованої ТЕЦ.

Оскільки гідролізний завод, наприклад у м. Васильків. (Київ. обл.), для технологічних процесів використовує перегріту пару з тиском 1,2 МПа, витрата якої в середньому становить 50 т/год, а деревообробний комбінат - насичена пара з тиском 0,12 МПа та витратою 50 т/год, то для забезпечення даних споживачів парою необхідних параметрів вибираємо парову турбіну з протитиском та регульованим відбором пари типу ПР-12-3,4/1,0/0,1 тому, що турбіни даного типу встановлюють на ТЕЦ у тих випадках, коли для забезпечення потреб теплового споживача необхідно мати пару різних тисків.

2.2. Тепловий розрахунок парової турбіни типу ПР.

Тепловий розрахунок парових турбін виконується при проектуванні, модернізації, реконструкції або при проектуванні теплових електростанцій.

Вихідні дані для теплового розрахунку турбіни, що встановлюється на ТЕЦ, що проектується:

1. ПР-12-3,4/1,0/0,1 – парова стаціонарна турбіна активного типу з одним регульованим відбором (виробничим), з одним нерегульованим відбором (для регенеративного підігріву поживної води) та протитиском;
2. Проточна частина турбіни складається з одного регулюючого ступеня та дванадцяти одновінкових ступеней;

3. Регулююча ступень складається зі звареного сегмента сопел з парціальним підведенням пари, двовенечного робочого колеса та направляючого апарату;
4. Кожна наступна ступень складається із зварної сталеві діафрагми та одновінкового робочого колеса;
5. Камерою регульованого виробничого відбору турбіна ділиться на ЧВТ, що складається з п'яти ступенів, і ЧНТ, що складається з восьми ступенів;
6. Номінальні параметри свіжої пари:
 - абсолютний тиск – 3,4 МПа;
 - температура – 435 °С.
7. Номінальні параметри виробничого відбору пари:
 - абсолютний тиск – 0,8-1,3 МПа;
 - Витрата пари, що відбирається - 0-70 т / год.
8. Номінальний абсолютний тиск пари за турбіною - 0,12 МПа (протидавлення);
9. Питома витрата пари: 8,7 кг/(кВт·год) за номінальних параметрів роботи турбіни.

2.2.1. Тепловий розрахунок регулюючого ступеня.

Порядок теплового розрахунку регулюючого ступеня проводимо згідно з рекомендаціями [1].

Задані початкові параметри:

- Тиск - $p_0 = 3,4$ МПа;
- температура - $t_0 = 435$ °С;
- тепломіст пара – $H_0 = 3288$ кДж/кг;
- Витрата пари на турбіну - $G = 29$ кг / с;
- Частота обертання турбіни - $n = 50$ с⁻¹.

Визначаємо розміри проточної частини [1].

Діаметр регулюючого ступеня визначається обраним тепловим перепадом, значенням u/c_Φ і обмежується можливим діаметром ротора.

Двовінкові ступені призначені для спрацювання теплоперепаду $H_0^{P.C} = 200$ кДж/кг [2].

Оптимальне відношення u/c_Φ для двовінкових регулюючих ступенів – 0,27 [1].

Для визначення середнього діаметра ступеня підраховуємо:

- фіктивну ізоентропну швидкість пари, м/с

$$C_\Phi = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot H_0^{P.C}} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 200} = 632,5 \text{ м/с} \quad (2.1)$$

- окружну швидкість обертання диска по середньому діаметру ступеня, м/с

$$U = \left(\frac{U}{C_\Phi} \right) \cdot C_\Phi = 0,27 \cdot 632,5 = 170,8 \text{ м/с} \quad (2.2)$$

- середній діаметр ступеня, м

$$d^{P.C} = \frac{U}{(\pi \cdot n)} = \frac{170,8}{(3,14 \cdot 50)} = 1,08 \text{ м} \quad (2.3)$$

Приймаємо $d=1,1$ м та уточнюємо окружну та ізоентропну швидкості обертання диска та теплоперепад, що спрацьовується ступенем:

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 3000}{60} = 172,7 \text{ м/с} \quad (2.4)$$

$$C_\Phi = \frac{U}{\left(\frac{U}{C_\Phi} \right)} = \frac{172,7}{0,27} = 639,6 \text{ м/с} \quad (2.5)$$

$$H_0 = \frac{C_\Phi^2}{2} = \frac{639,6^2}{2} = 204,6 \text{ кДж/кг} \quad (2.6)$$

Прийmemo невелику реакцію в робочих та поворотних ґратах, а саме:
 $\rho_{Л1}=0,02$; $\rho_{НЛ}=0,03$; $\rho_{Л2} = 0,05$.

Обчислюємо теплоперепади в ґратах:

$$H_{OC} = (1 - \sum \rho) \cdot H_0 = (1 - 0,1) \cdot 204,6 \text{ кДж/кг} \quad (2.7)$$

$$H_{OP1} = \rho_{Л1} \cdot H_0 = 0,02 \cdot 204,6 = 4,09 \text{ кДж/кг} \quad (2.8)$$

$$H_{ОНЛ} = \rho_{НЛ} \cdot H_0 = 0,03 \cdot 204,6 = 6,14 \text{ кДж/кг} \quad (2.9)$$

$$H_{OP2} = \rho_{Л2} \cdot H_0 = 0,05 \cdot 204,6 = 10,23 \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

За допомогою h, s – діаграми та керуючись [1] знаходимо тиск пари за сопловою решіткою $p_1=1,75$ МПа, за робочими ґратами $p_2=1,71$ МПа, за напрямною решіткою $p_1^I=1,695$ МПа і за всією ступенем $p_2^I=1,63$ МПа.

Таким чином, відношення тисків у сопловій решітці становить $\varepsilon_1 = p_1/p_0 = 1,75/3,4 = 0,54$, тобто. менше $\varepsilon^* = 0,546$ [1].

Отже, соплову решітку слід вибирати, що розширюється або звужується з використанням потоку в косому зрізі. Критичний тиск $p^* = 0,546 \cdot 3,4 = 1,8564$ МПа. h, s – діаграмі визначаємо $v^* = 0,15 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_0 = 0,093 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_{1t} = 0,158 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Знайдемо критичну швидкість:

$$C_* = 1,064 \cdot \sqrt{P_0 \cdot 10^6 \cdot v} = 1,064 \cdot \sqrt{3,4 \cdot 10^6 \cdot 0,093} = 598,3 \text{ м/с} \quad (2.11)$$

Теоретична швидкість на виході із сопла, м/с

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot H_{OC}} = \sqrt{2 \cdot 184,14 \cdot 10^3} = 606,86 \text{ м/с} \quad (2.12)$$

Визначимо кут відхилення потоку в косому зрізі сопла, що звужується, прийнявши кут $\alpha_{1E} = 12^\circ$

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \sin \alpha_{1E} \cdot \frac{v_{1t}}{v} \cdot \frac{C}{C_{1t}} = 0,2079 \cdot \frac{0,158}{0,15} \cdot \frac{598,3}{606,86} = 0,2159, \quad (2.13)$$

що відповідає куту $\alpha_1 + \delta = 12,47^\circ$.

Так як відхилення в косому зрізі невелике і становить $\delta=28'$, то можна вибрати соплову решітку з використанням розширення потоку в косому зрізі.

Знаходимо число

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{606,86}{599,54} = 1,01 \quad (2.14)$$

де a_1 - швидкість звуку в аналізованому перерізі, визначається

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 1,75 \cdot 10^6 \cdot 0,158} = 599,54 \text{ м/с} \quad (2.15)$$

де κ - показник ізоентропи, $\kappa=1,3$ для перегрітої пари згідно [1].

Оскільки $M_{1t} = 1,01$, то за рекомендаціями [2] тип профілю Б.

Вибираємо грати типу С-9012Б [2], хорду профілю $b_1=50$ мм, відносний крок $t_1=0,794$, кут установки $\alpha_y=32^\circ 35'$.

Далі підраховуємо

$$el_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\pi \cdot d \cdot \mu_C \cdot C_{1t} \cdot \sin(\alpha_1 + \delta)} = \frac{29 \cdot 0,158}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 606,86 \cdot 0,2159 \cdot 0,98} = 10,33 \text{ мм} \quad (2.16)$$

де μ_C - коеф. витрати соплової решітки, $\mu_C=0,98$ [1].

Наближене значення $e_{\text{ОПТ}}$ для двовінкового ступеня розраховуємо за [3]:

$$e_{\text{ОПТ}} = 0,32 \cdot \sqrt{el_1} = 0,32 \cdot \sqrt{1,033} = 0,325 \quad (2.17)$$

Висота соплової лопатки, мм

$$l_C = \frac{el_1}{e_{\text{ОПТ}}} = \frac{10,33}{0,325} = 31,78 \text{ мм} \quad (2.18)$$

Число каналів соплової решітки

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot e}{b_1 \cdot t_1} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325}{0,05 \cdot 0,794} = 28,3 \quad (2.19)$$

Приймаємо $z_1=28$, уточнюємо хорду профілю

$$b_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot e}{t_1 \cdot z_1} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325}{0,794 \cdot 28} = 0,0505 \text{ м} \quad (2.20)$$

Визначаємо ставлення $b_1/l_c = 50,5/31,78 = 1,59$ і бачимо по [1], коеф. швидкості турбінних ґрат $\phi = 0,968$.

Тоді втрати в сопловій решітці складуть

$$\zeta_c = 1 - \phi^2 = 1 - 0,968^2 = 0,0629, \text{ тобто. } 6,29\% \quad (2.21)$$

Тепер приступимо до побудови трикутників швидкостей.

Підрахуємо дійсну швидкість, м/с

$$C_1 = \phi \cdot C_{1t} = 0,968 \cdot 606,86 = 587,44 \text{ м/с} \quad (2.22)$$

Відомим кутом $\alpha_1 + \delta$ визначаємо відносну швидкість входу в першу робочу решітку ω_1 та кут її напрямку β_1 :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin(\alpha_{13} + \delta)}{\cos(\alpha_{13} + \delta) - \frac{U}{C_1}} = \frac{0,2159}{0,9764 - \frac{172,7}{587,44}} = 0,3164 \quad (2.23)$$

$$\beta_1 = 17,56^\circ;$$

$$\omega_1 = \frac{C_1 \cdot \sin(\alpha_{13} + \delta)}{\sin \beta_1} = \frac{587,44 \cdot 0,2159}{0,3017} = 420,37 \text{ м/с} \quad (2.24)$$

Визначаємо втрати енергії в сопловій решітці, кДж/кг

$$\Delta H_c = H_{OC} \cdot \zeta_c = 184,14 \cdot 0,0629 = 11,58 \text{ кДж/кг} \quad (2.25)$$

Теоретична відносна швидкість на виході з перших робочих ґрат, м/с

$$\omega_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot H_{OP1} + \omega_1^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 4,09 + 420,37^2} = 429,99 \text{ м/с} \quad (2.26)$$

По h, s – діаграмі визначаємо $v_{2t} = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Вихідна площа першої робочої ґрати визначається за рівнянням нерозривності:

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot \omega_{2t}} = \frac{29 \cdot 0,16}{0,93 \cdot 429,99} 0,012328 \text{ м}^2 \quad (2.27)$$

де прийнято у першому наближенні $\mu_2=0,93$ [1].

Задамося значенням перекриси першого ряду робочих лопаток, відповідно до [1] рівної 1 мм і прийнявши, що лопатка виконується постійної висоти, знаходимо $l_2 = 31,78 \text{ мм} + 1 \text{ мм} = 32,78 \text{ мм}$. Тоді кут β_{2E} визначимо

$$\sin \beta_{2E} = \frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_2} = \frac{0,012328}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03278} = 0,335; \quad (2.28)$$

$$\beta_{2E} = 19,57^\circ.$$

Визначимо

$$M_{2t} = \frac{\omega_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}} = \frac{429,99}{\sqrt{1,3 \cdot 1,71 \cdot 10^6 \cdot 0,16}} = 0,7 \quad (2.29)$$

За M_{2t} і β_{2E} вибираємо по [2] першу робочу решітку з профілем Р-3021А з розмірами $b_2=65 \text{ мм}$ і, отже, $b_2/l_2 = 65/32,78 = 1,99$.

Кут повороту потоку в робочих лопатках першого ряду

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) = 180^\circ - (17,56^\circ + 19,57^\circ) = 142,87^\circ \quad (2.30)$$

За b_2/l_2 і $\Delta\beta$ по [1] визначаємо коеф. витрати $\mu_2=0,921$.

Уточнюємо

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot \omega_{2t}} = \frac{29 \cdot 0,16}{0,921 \cdot 429,99} 0,0124488 \text{ м}^2 \quad (2.31)$$

$$\sin \beta_{2E} = \frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_2} = \frac{0,0124488}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03278} = 0,3383 \quad (2.32)$$

$$\beta_{2E} = 19,77^\circ.$$

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) = 180^\circ - (17,56^\circ + 19,77^\circ) = 142,67^\circ \quad (2.33)$$

По [1] знаходимо $\psi = 0,92$.

Підраховуємо дійсну відносну швидкість виходу з робочих грат першого вінця:

$$\omega_2 = \psi \cdot \omega_{2t} = 0,92 \cdot 429,99 = 395,59 \text{ м/с} \quad (2.34)$$

Перед тим, як перейти до подальшого розрахунку, необхідно перевірити максимальну згинальну напругу в робочій лопатці. Спочатку підраховуємо окружне зусилля, що діє на лопатки:

$$R_U^1 = G \cdot (\omega_1 \cdot \cos\beta_1 + \omega_2 \cdot \cos\beta_2) = 29 \cdot (420,37 \cdot \cos 17,56^\circ + 395,59 \cdot \cos 19,77^\circ) = 22419 \text{ Н} \quad (2.35)$$

Нехтуючи за дрібністю осьової складової зусилля знаходимо згинальні напруги

$$\sigma_{3\Gamma}^1 = \frac{R_U^1 \cdot l_2}{2 \cdot z_2 \cdot e \cdot W_{\text{MIN}}} = \frac{22419 \cdot 0,03278}{2 \cdot 86 \cdot 0,325 \cdot 3,82 \cdot 10^{-6}} = 3,44 \text{ МПа} \quad (2.36)$$

де $z_2 = \frac{\pi \cdot d}{t}$. Для профілю Р-3021А $\beta_{2E} = 19,77^\circ$ при $\beta_y = 78^\circ$ маємо $\bar{t} = 0,62$. Тоді $t = \bar{t} \cdot b_2 = 0,62 \cdot 65 = 40,3 \text{ мм}$. Підраховуємо $z_2 = \frac{3,14 \cdot 1,1}{0,0403} = 86$;

уточнюємо крок $t = \frac{\pi \cdot d}{z_2} = \frac{3,14 \cdot 1,1}{86} = 0,04016 \text{ м}$;

W_{MIN} - Мінімальний момент опору профілю, $W_{\text{MIN}} = 3,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Оскільки отримані напруги істотно менше, ніж допускаються в щаблях з парціальним підведенням пари $\sigma_{3\Gamma}^{\text{ДОП}} = 15\text{-}20 \text{ МПа}$, то незважаючи на те, що можливі режими роботи ступеня, що розраховується з більшими, ніж при даному режимі, напругами, не змінюємо обраних розмірів щаблі.

Обчислюємо втрати енергії в перших робочих гратах, кДж/кг:

$$\Delta H_P = \frac{\omega_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{429,99^2}{2} \cdot (1 - 0,92^2) = 14,2 \text{ кДж/кг} \quad (2.37)$$

Розраховуємо вихідний трикутник швидкостей з першого вінця регулюючого ступеня:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U}{\omega_2}} = \frac{\sin 19,77^\circ}{\cos 19,77^\circ - \frac{172,7}{395,59}} = 0,67 \quad (2.38)$$

$$\alpha_2 = 33,84^\circ;$$

$$C_2 = \frac{\omega_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = \frac{395,59 \cdot \sin 19,77^\circ}{\sin 33,84^\circ} = 240,28 \text{ м/с} \quad (2.39)$$

Теоретична швидкість пари з поворотних ґрат підраховується за формулою

$$C_{1t}^1 = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot H_{\text{ОНЛ}} + C_2^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 6,14 + 240,28^2} = 264,6 \text{ м/с} \quad (2.40)$$

Знаходимо $v_{1t}=0,161 \text{ м}^3/\text{кг h}$, s – діаграмі, тоді

$$M_{1t}^1 = \frac{C_{1t}^1}{\sqrt{\kappa \cdot p_1^1 \cdot v_{1t}^1}} = \frac{264,6}{\sqrt{1,3 \cdot 1,695 \cdot 10^6 \cdot 0,161}} = 0,44 \quad (2.41)$$

Вихідна площа поворотної решітки

$$F_1^1 = \frac{G \cdot v_{1t}^1}{\mu_{\Pi} \cdot C_{1t}^1} = \frac{29 \cdot 0,161}{0,93 \cdot 264,6} = 0,018974 \text{ м}^2 \quad (2.42)$$

де у першому наближенні прийнято $\mu_{\Pi}=0,93$ [1].

Вибравши перекиш, рівну 1 мм [1] і прийнявши постійну висоту поворотної лопатки, знаходимо $l_{\Pi}=32,78+1=33,78 \text{ мм}$;

після чого обчислюємо кут α_{1E} :

$$\sin \alpha_{1E} = \frac{F_1^1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_{\Pi}} = \frac{0,018974}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03378} = 0,5 \quad (2.43)$$

$$\alpha_{1E} = 30^\circ.$$

Вибираємо поворотну решітку згідно з [2] з профілем Р-4629А, хордою $b_{\Pi} = 50 \text{ мм}$; відносний крок $t=0,52$, кут установки $\beta_y = 78^\circ$.

$$z_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d \cdot e}{b_{\Pi} \cdot t} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325}{0,05 \cdot 0,52} = 44 \quad (2.44)$$

$$\Delta\alpha = 180^0 - (\alpha_2 + \alpha_{13}^1) = 180^0 - (33,84^0 + 30^0) = 116,16^0 \quad (2.45)$$

Стосовно $b_{\Pi}/l_{\Pi} = 50/33,78 = 1,48$ та $\Delta\alpha$ по [1] визначаємо коеф. витрати $\mu_2 = 0,95$.

Уточнюємо значення

$$F_1^1 = \frac{G \cdot v_{1t}^1}{\mu_{\Pi} \cdot C_{1t}^1} = \frac{29 \cdot 0,161}{0,95 \cdot 264,6} = 0,018574 \text{ м}^2 \quad (2.46)$$

$$\sin\alpha_{1E} = \frac{F_1^1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_{\Pi}} = \frac{0,018574}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03378} = 0,49 \quad (2.47)$$

$$\alpha_{1E} = 29,32^{\circ}.$$

За [1] знаходимо $\psi_{\Pi} = 0,948$.

Втрата енергії поворотної решітки

$$\Delta H_{\Pi} = \frac{(C_{1t}^1)^2}{2} \cdot (1 - \psi_{\Pi}^2) = \frac{264,6^2}{2} \cdot (1 - 0,948^2) = 3,5 \text{ кДж/кг} \quad (2.48)$$

З вихідного трикутника швидкостей другого вінця знаходимо

$$\operatorname{tg}\beta_1^1 = \frac{\sin\alpha_{13}^1}{\cos\alpha_{13}^1 - \frac{U}{C_1^1}} = \frac{0,4897}{0,871 - \frac{172,7}{256,662}} = 2,46 \quad (2.49)$$

$$\beta_1^1 = 67,88^{\circ}.$$

$$C_1^1 = \psi_{\Pi} \cdot C_{1t}^1 = 0,948 \cdot 264,6 = 256,662 \text{ м/с} \quad (2.50)$$

$$\omega_1^1 = \frac{C_1^1 \cdot \sin\alpha_{13}^1}{\sin\beta_1^1} = \frac{256,662 \cdot 0,4897}{0,9264} = 135,67 \text{ м/с} \quad (2.51)$$

Теоретична відносна швидкість виходу з ґрат дорівнює

$$\omega_{2t}^1 = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot H_{\text{OP2}} + (\omega_2^1)^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 10,23 + 135,67^2} = 197,15 \text{ м/с} \quad (2.52)$$

$$M_{2t}^1 = \frac{\omega_{2t}^1}{\sqrt{\kappa \cdot p_2^1 \cdot v_{2t}^1}} = \frac{197,15}{\sqrt{1,3 \cdot 1,63 \cdot 10^6 \cdot 0,169}} = 0,44 \quad (2.53)$$

де $v_{2t}^1 = 0,169$ м³/кг знайдено по h, s – діаграмі.

Вихідна площа решітки другого вінця

$$F_2^1 = \frac{G \cdot v_{2t}^1}{\mu_2^1 \cdot \omega_{2t}^1} = \frac{29 \cdot 0,169}{0,95 \cdot 197,15} = 0,0261676 \text{ м}^2 \quad (2.54)$$

де приймаємо $\mu_2^1 = 0,95$.

Приймаємо перекриш, що дорівнює 1 мм [1] і знаходимо висоту другого ряду робочих лопаток $l_2^1 = 33,78 + 1 = 34,78$ мм.

Визначимо кут

$$\sin \beta_{2E}^1 = \frac{F_2^1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_2^1} = \frac{0,0261676}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03478} = 0,6702 \quad (2.55)$$

$\beta_{2E}^1 = 42,09^\circ$.

За M_{2t}^1 і $\beta_{2\theta}^1$ вибираємо по [2] ґрати другого вінця з профілем Р-6038А з

розмірами $b_2^1 = 65$ мм, $\beta_y = 75^\circ$, $\overline{t_2^1} = 0,54$. Тоді $t_2^1 = \overline{t_2^1} \cdot b_2^1 = 0,54 \cdot 65 = 35,1$

мм. $z_2^1 = \frac{\pi \cdot d}{t_2^1} = \frac{3,14 \cdot 1,1}{0,0351} = 98$

Уточнюємо значення

$$t_2^1 = \frac{\pi \cdot d}{z_2^1} = \frac{3,14 \cdot 1,1}{98} = 0,0352 \text{ м} \quad (2.56)$$

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1^1 + \beta_{2\theta}^1) = 180^\circ - (67,88^\circ + 42,09^\circ) = 70,03^\circ \quad (2.57)$$

Стосовно $b_2^1/l_2^1 = 65/34,78 = 1,87$ та $\Delta\beta$ по [1] визначаємо коеф. витрати $\mu_2^1 = 0,945$.

Уточнюємо величини:

$$F_2^1 = \frac{G \cdot v_{2t}^1}{\mu_2^1 \cdot \omega_{2t}^1} = \frac{29 \cdot 0,169}{0,945 \cdot 197,15} = 0,026306 \text{ м}^2 \quad (2.58)$$

$$\sin\beta_{2E}^1 = \frac{F_2^1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_2^1} = \frac{0,026306}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,325 \cdot 0,03478} = 0,674 \quad (2.59)$$

$$\beta_{2E}^1 = 42,3^\circ.$$

Стосовно $b_2^1/l_2^1 = 65/34,78 = 1,87$ та $\Delta\beta$ по [1], визначаємо $\psi_{2t}^1 = 0,96$.

Втрати енергії при обтіканні другої ґрати

$$\Delta H_P = \frac{(\omega_{2t}^1)^2}{2} \cdot (1 - \psi_{2t}^2) = \frac{197,15^2}{2} \cdot (1 - 0,96^2) = 1,52 \text{ кДж/кг} \quad (2.60)$$

Відносна швидкість виходу пари з робочих ґрат другого вінця

$$\omega_2^1 = \psi_{2t}^1 \cdot \omega_{2t}^1 = 0,96 \cdot 197,15 = 189,26 \text{ м/с} \quad (2.61)$$

Проводимо перевірку максимальної згинальної напруги в робочих лопатках другого ряду. Окружне зусилля на одну лопатку:

$$R_U^{11} = G \cdot (\omega_1^1 \cdot \cos\beta_1^1 + \omega_2^1 \cdot \cos\beta_2^1) = 29 \cdot (135,67 \cdot \cos 67,88^\circ + 189,26 \cdot \cos 42,3^\circ) = 5541 \text{ Н} \quad (2.62)$$

Згинальна напруга

$$\sigma_{3\Gamma}^{11} = \frac{R_U^{11} \cdot l_2^1}{2 \cdot z_2^1 \cdot e \cdot W_{\text{MIN}}} = \frac{5541 \cdot 0,03478}{2 \cdot 98 \cdot 0,325 \cdot 3,82 \cdot 10^{-6}} = 3,36 \text{ МПа} \quad (2.63)$$

W_{MIN} - мінімальний момент опору профілю, $W_{\text{MIN}} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Отримані напруги істотно менше, ніж $\sigma^{\text{ДОП}}_{3\Gamma} = 15\text{-}20 \text{ МПа}$.

З вихідного трикутника швидкостей другого вінця знаходимо:

$$\text{tg}\alpha_2^1 = \frac{\sin\beta_{23}^1}{\cos\beta_{23}^1 - \frac{U}{\omega_2^1}} = \frac{\sin 42,3^\circ}{\cos 42,3^\circ - \frac{172,7}{189,26}} = -3,89 \quad (2.64)$$

$$\alpha_2^1 = 104,4^\circ;$$

$$C_2^1 = \frac{\omega_2^1 \cdot \sin\beta_{23}^1}{\sin\alpha_2^1} = \frac{189,26 \cdot \sin 42,3^\circ}{\sin 104,4^\circ} = 131,5 \text{ м/с} \quad (2.65)$$

Втрата енергії з вихідною швидкістю

$$\Delta H_{B.C} = \frac{(C_2^1)^2}{2} = \frac{131,5^2}{2} = 8,65 \text{ кДж/кг} \quad (2.66)$$

Після визначення втрат у решітках та втрати енергії з вихідною швидкістю можна підрахувати відносний лопатковий ККД ступеня:

$$\begin{aligned} \eta_{0.л} &= 1 - \frac{\Delta H_C + \Delta H_{P1} + \Delta H_{П} + \Delta H_{P2} + \Delta H_{B.C}}{H_0} \\ &= 1 - \frac{11,58 + 14,2 + 3,5 + 1,52 + 8,65}{204,6} = 0,8134 \end{aligned} \quad (2.67)$$

Цей ККД можна обчислити безпосередньо з трикутників швидкості

$$\begin{aligned} \eta_{0.л} &= \frac{U \cdot [(\omega_1 \cdot \cos \beta_1 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2) + (\omega_1^1 \cdot \cos \beta_1^1 + \omega_2^1 \cdot \cos \beta_2^1)]}{H_0 \cdot 10^3} = \\ &= \frac{172,7 \cdot [(420,37 \cdot \cos 17,56^\circ + 395,59 \cdot \cos 19,77^\circ) + (135,67 \cdot \cos 67,88^\circ + 189,26 \cdot \cos 42,3^\circ)]}{204,6 \cdot 10^3} = \\ &= 0,8138 \end{aligned} \quad (2.68)$$

Розбіжність у визначенні ККД за двома різними формулами лежить у межах точності розрахунку.

Для визначення відносного внутрішнього ККД та потужності ступеня необхідно знайти втрати на тертя диска та втрати, спричинені парціальним підведенням пари. Втрати на тертя диска про пару визначимо за формулою:

$$\xi_{TP} = \kappa_{TP} \cdot \frac{d^2}{F_1} \cdot \left(\frac{U}{C_\Phi}\right)^3 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1,1^2}{0,0077} \cdot (0,27)^3 = 0,00186 \quad (2.69)$$

де κ_{TP} - коеф. тертя, $\kappa_{TP}=0,6 \cdot 10^{-3}$ за рекомендаціями [1];

F_1 - площа соплової решітки,

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_c \cdot C_{1t}} = \frac{29 \cdot 0,158}{0,98 \cdot 606,86} = 0,0077 \text{ м}^2 \quad (2.70)$$

Втрати, спричинені парціальним підведенням пари:

$$\xi_B = \frac{\kappa_B}{\sin \alpha_{19}} \cdot \frac{1 - e - 0,5 \cdot e_{\text{КОЖ}}}{e} \cdot \left(\frac{U}{C_\Phi} \right)^3 \cdot m$$

$$= \frac{0,065}{\sin 12^\circ} \cdot \frac{1 - 0,325 - 0,5 \cdot 0,6}{0,325} \cdot (0,27)^3 \cdot 2 = 0,0142$$
(2.71)

де $\kappa_B=0,065$;

m - число вінців у регулюючій сходинці, $m=2$;

$e_{\text{КОЖ}}=0,6$, [2].

$$\xi_{\text{СЕГМ}} = \kappa_{\text{СЕГМ}} \cdot \frac{B_2 \cdot l_2 + 0,6 \cdot B_2^1 \cdot l_2^1}{F_1} \cdot i \cdot \eta_{0.Л} \cdot \left(\frac{U}{C_\Phi} \right) =$$

$$0,25 \cdot \frac{0,065 \cdot 0,03278 + 0,6 \cdot 0,065 \cdot 0,03478}{0,0077} \cdot 2 \cdot 0,8138 \cdot 0,27 = 0,0498$$
(2.72)

де $\kappa_{\text{СЕГМ}}=0,25$, [1];

i - Кількість пар кінців соплових сегментів, $i=2$.

Відносний внутрішній ККД ступеня знаходимо

$$\eta_{0i} = \eta_{0.Л} - \xi_{\text{ТР}} - \xi_B - \xi_{\text{СЕГМ}} = 0,8138 - 0,00186 - 0,0142 - 0,0498 = 0,7479$$
(2.73)

Втрати на тертя диска

$$\Delta H_{\text{ТР}} = H_0 \cdot \xi_{\text{ТР}} = 204,6 \cdot 0,00186 = 0,38 \text{ кДж/кг}$$
(2.74)

Втрати, спричинені парціальним підведенням пари

$$\Delta H_{\text{ПАРЦ}} = H_0 \cdot (\xi_B + \xi_{\text{СЕГМ}}) = 204,6 \cdot (0,0142 + 0,0498) = 13,094 \text{ кДж/кг}$$
(2.75)

Знаходимо використаний теплоперепад ступеня

$$h_i = H_0 - (\Delta H_{\text{ПАРЦ}} + \Delta H_{\text{ТР}} + \Delta H_{\text{В.С}} + \Delta H_{\text{Р2}} + \Delta H_{\text{П}} + \Delta H_{\text{Р1}} + \Delta H_{\text{С}}) =$$

$$204,6 - (13,094 + 0,38 + 8,65 + 1,52 + 3,5 + 14,2 + 11,58) = 148,47 \text{ кДж/кг}$$
(2.76)

Внутрішня потужність ступеня

$$N_i = G \cdot h_i = 29 \cdot 148,47 = 4105,63 \text{ кВт.} \quad (2.77)$$

2.2.2. Тепловий розрахунок нерегульованих ступеней.

Перед тепловим розрахунком нерегульованих щаблів необхідно визначити витікання пари через кінцеве ущільнення. Розрахунок проводимо за методикою [1].

Витікання пари через кінцеве ущільнення:

$$G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{P_{1y}}{U_{1y}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{Z}}, \quad (2.78)$$

де $\mu_y=0,65$ - коефіцієнт витрати, що залежить від конструкції та товщини гребеня ущільнення та величини радіального зазору δ_y , що приймається в межах 0,2-0,5 мм;

F_V - кільцева площа радіального зазору, $F_y = \pi \cdot d_V \cdot \delta_V$, d_V - діаметр валу на ділянці ущільнення. Для турбін з протитиском малої та середньої потужності, по відношенню до середнього діаметра регулюючого ступеня, $d_y = (0,3 \div 0,5) \cdot d_{\text{РЕГ.СТ}} = 0,4 \cdot 1,1 = 0,44$ м, тоді кільцева площа $-F_y = 3,14 \cdot 0,44 \cdot 0,0002 = 0,27632 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$;

ε - відношення тиску пари за та перед ущільненням, $\varepsilon = \frac{P_{2y}}{P_{1y}} = \frac{0,1}{1,75} = 0,05714$;

Z - число гребенів ущільнення, що змінюється в межах від 10-20 до 80 і більше, приймаємо $Z=50$;

U_{1y} - питомий об'єм пари перед ущільненням, $U_{1y}=0,093 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Тоді витоку пари становитимуть

$$G_y = 0,65 \cdot 0,2763 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{1,75 \cdot 10^6}{0,093}} \cdot \sqrt{\frac{1 - 0,05714^2}{50}} = 0,11 \text{ кг/с.}$$

Так як тиск пари за турбіною відомий і, враховуючи, що не весь тепловий перепад був спрацьований в регулюючій щаблі і частина енергії була втрачена, скористаємося h, s - діаграмою для визначення теплоперепаду, що припадає, на решту 12 одновінкових нерегульованих ступенів, який становить 3020 кДж/кг.

Розподіляємо даний теплоперепад між усіма ступенями і при подальшому розрахунку враховуємо, що після п'ятого ступеня відбувається регульований відбір пари в кількості 13,39 кг/с (50 т/год) на виробничі потреби, а після восьмого ступеня – нерегульований, у кількості 0,306 кг/с (1,1 т/год), для підігріву поживної води у струменевому підігрівачі.

У розрахунку також враховуються витоки пари в кінцевих ущільненнях з обох боків валу турбіни.

Оскільки розрахунок нерегульованих ступенів парової турбіни аналогічний розрахунку її регулюючої ступені, результати теплового розрахунку турбіни представляємо у вигляді таблиці 2.2.2.1(див. додаток).

Потужність турбоагрегату, МВт

$$P_E = P_i \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{ЭГ}} \quad (2.79)$$

де P_i - сумарна потужність усіх щаблів турбіни (таблиця 2.2.2.1 в додатку),

$$P_i = \sum_{i=1}^{13} N_i = 12,7595 \text{ МВт};$$

η_M - механічний ККД турбіни, $\eta_M=0,98$ [2];

$\eta_{\text{ЭГ}}$ - ККД електрогенератора, $\eta_{\text{ЭГ}}=0,96$ [2].

$$P_E = 12,7595 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 12,0041 \text{ МВт.}$$

ВИСНОВКИ ЗА 2 РОЗДІЛОМ

На підставі заданих теплових навантажень необхідно було вибрати число і номінальну потужність парових турбін для проектованої міні ТЕЦ. В роботі був здійснений тепловий розрахунок регулюючого ступеня парової турбіни типу ПР та тепловий розрахунок нерегульованих ступеней. Для цього були визначені розміри проточної частини, обчислено теплоперепади в ґратах, обрано соплову решітку та ґрати. Визначено висоту і число каналів соплової решітки та втрати в ній. Здійснено розрахунок та вибір поворотної решітки. Обчислено втрати енергії в поворотній решітці, в перших робочих ґратах, при обтіканні другої ґрати. Підраховані внутрішня потужність та відносний лопатковий ККД ступеня. Розраховані також втрати на тертя диска, втрати, спричинені парціальним підведенням пари.

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБОАГРЕГАТИВ.

Безпечна експлуатація турбіни полягає у забезпеченні оптимальних умов роботи як для персоналу, так і для обладнання. Температура поверхні ізоляції турбоагрегату при температурі теплоносія 1300 °С має бути не більше ніж 45°С. Ізоляція розрахована на поверхневу температуру 40 °С при нормативній температурі повітря у робочій зоні. Всі гарячі поверхні турбоустановок та паропроводів, розташовані поблизу маслопроводів і проти їх фланцевих з'єднань ізолювані та обшиті листовою сталлю або алюмінієм для запобігання ізоляції від просочування олією.

Турбіна за технічними умовами розміщується в контейнері, оснащеною системою автоматичного управління (САУ), яка забезпечує технологічні вимірювання та блокування роботи турбіни, а також забезпечує вентиляцію, контроль загазованості та пожежогасіння турбіни в межах контейнера. Дно короба має ухил для стоку масла до спеціальної скидної труби, що знаходиться під контролем персоналу, достатнього перерізу, спрямованої в дренажний канал. Маслопроводи, розташовані поза коробом, відокремлені від гарячих поверхонь металевими захисними екранами, а їх фланці та інші місця з'єднань (трійники, стикові шви та ін.) укладені у спеціальні кожухи зі зливом олії з них у безпечне місце. Кожухи фланцевих з'єднань охоплюють фланці, зварні шви та ділянку труби довжиною 100-120 мм від шва.

Підвальні приміщення парових турбін робимо просторими та добре освітленими. Усі частини (конденсатори, насоси, труби та ін.), що знаходяться в цих приміщеннях, розташовані так, щоб їх можна було зручно і безпечно обслуговувати. Стопорні клапани турбін щільно замикаються та встановлені безпосередньо на патрубку турбіни. Перед пуском турбіни вона

прогрівається газом при зниженій температурі настільки, щоб унеможлилювалася термічна деформація металу. Гази, що відпрацювали, видаляються в атмосферу через досить високу димову трубу. Для зменшення шуму, створюваного вихлопними газами, об'єм глушника, якщо останній не має спеціальної конструкції, не перевищує 5-кратний об'єм робочого ходу циліндра.

Експлуатація турбоустановки повинна проводитися у повній відповідності до інструкцій з експлуатації турбоустановки, допоміжного обладнання та систем, Правил технічної експлуатації електричних станцій та мереж, Правил пожежної безпеки для енергетичних підприємств, Правил техніки безпеки при експлуатації теплосилового обладнання електростанцій, відомств.

Забороняється експлуатувати несправне обладнання, а також обладнання з несправними або вимкненими пристроями аварійного відключення, блокування, захисту та сигналізації.

Робота турбіни не допускається:

- 1) у разі відхилення будь-яких параметрів за встановлені межі;
- 2) за тимчасовою або незакінченою схемою установки;
- 3) у разі порушення теплової ізоляції корпусу турбіни чи паропроводів у межах фундаменту;
- 4) при несправності хоча б одного із захистів, що припиняють подачу пари в турбіну;
- 5) при абсолютному тиску в камері регулюючого ступеня, що перевищує 2,55 МПа (26,0 кгс/см²);
- 6) при підвищенні віброшвидкості підшипників турбіни більше 7,1 мм/с, а також якщо при режимі, що встановився, відбувається раптова зміна вібрації одного з підшипників агрегату на 1 мм/с від будь-якого початкового значення віброшвидкості при встановленому режимі

експлуатації.

Підйомні пристрої, що постачаються з турбіною, повинні відповідати вимогам правил пристрою та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів.

Експлуатація турбіни повинна здійснюватись навченим персоналом, допущеним до експлуатації парових турбін та допоміжного обладнання в установленому порядку.

Усі гарячі частини турбіни, трубопроводи, баки та інші елементи, дотик яких може викликати опіки, повинні мати теплову ізоляцію. Температура поверхні ізоляції має перевищувати 45 °С.

При прийманні зміни персонал, що обслуговує турбоустановку, повинен стежити за достатнім освітленням робочого місця та справністю аварійного освітлення та за щільністю масляної системи, щоб уникнути пожежі, не допускати підтікання масла та попадання його на гарячі поверхні.

З метою пожежної безпеки маслопроводи поблизу гарячих поверхонь полягають у коробах. Фланцеві з'єднання, трійники, штуцерні підключення напірних маслопроводів поза коробами полягають у спеціальні кожухи. З коробів та кожухів масло відводиться в бак брудного масла.

При виконанні вогневих робіт на трубопроводах маслосистеми останні повинні бути звільнені від масла, очищені та пропарені.

Поблизу генератора з водневим охолодженням мають бути вивішені плакати «Не курити», «Вибухонебезпечно», «Робота з вогнем заборонена».

Усі вогневі роботи в радіусі 10 метрів від маслобака та маслопроводів, заповнених маслом, повинні проводитися за планом виконання вогневих робіт із зазначенням послідовності операції та обсягу робіт.

Вогневі роботи на відстані менше 10 метрів від ділянок газомасляної системи, що містять водень, повинні проводитися поряд з виконанням заходів, що забезпечують безпеку роботи (установка огорож, перевірка повітря у приміщенні на відсутність водню тощо).

Вогневі роботи безпосередньо на корпусі генератора, трубопроводах та апаратах газомасляної системи, заповнених воднем, забороняються.

Забороняється наступати на обірвані дроти, мотузки, троси, що стикаються з цими проводами або торкатися до них.

Корпуси електродвигунів мають бути заземлені.

Не допускати торкання електричних кабелів гарячих поверхонь обладнання, трубопроводів та арматури.

У разі виникнення пожежі на устаткуванні, що знаходиться під напругою, необхідно попередньо зняти напругу, а потім приступити до гасіння пожежі відповідно до протипожежної інструкції.

Якщо з будь-якої причини стався нещасний випадок, негайно вживіть заходів до зменшення наслідків нещасного випадку аж до аварійного відключення обладнання, зняття напруги, закриття подачі пари, води тощо.

Надаючи постраждалому першу допомогу, одночасно повідомте медпункт і начальника зміни цеху, при цьому не припиняти спостережень за працюючим обладнанням.

ВИСНОВОК ЗА 3 РОЗДІЛОМ

Під час експлуатації турбіни забезпечується охорона праці та безпека шляхом підтримання оптимальних умов роботи персоналу та обладнання. Температура поверхні ізоляції не повинна перевищувати 45°C. Всі гарячі

поверхні ізольовані і покриті листовою сталлю або алюмінієм для запобігання просочуванню масла.

Турбіна розміщена в контейнері з автоматичною системою управління, а мастилопроводи відокремлені від гарячих поверхонь металевими захисними екранами. Перед запуском турбіну нагрівають газом для запобігання термічній деформації. Турбіна повинна експлуатуватися відповідно до інструкції з експлуатації та правил техніки безпеки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто проект міні-ТЕЦ у типового райцентру.

Теплові електростанції перетворюють природну енергію в електричну та теплову. Вони класифікуються за джерелом енергії (викопні, атомні, відновлювані) та типом (конденсаційні, теплоелектроцентралі, промислові). Технологічна схема паротурбінної електростанції включає котельню, турбіну та конденсатор. Принципова відмінність між атомними та тепловими електростанціями полягає у використанні ядерного реактора замість котла.

В роботі був здійснений тепловий розрахунок регулюючого ступеня парової турбіни типу ПР та тепловий розрахунок нерегульованих ступеней.. Обчислено втрати енергії в поворотній решітці, в перших робочих ґратах, при обтіканні другої ґрати. Підраховані внутрішня потужність та відносний лопатковий ККД ступеня. Розраховані також втрати на тертя диска, втрати, спричинені парціальним підведенням пари.

Під час експлуатації турбіни забезпечується охорона праці та безпека шляхом підтримання оптимальних умов роботи персоналу та обладнання. Перед запуском турбіну нагрівають газом для запобігання термічній деформації. Турбіна повинна експлуатуватися відповідно до інструкції з експлуатації та правил техніки безпеки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А. В. Борисенко, В. А. Пешко. Основи теплової енергетики: конспект лекцій [Електронний ресурс]: навч. посіб. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 149 с
2. Машанова О.Є. Теплові електричні станції: Навчально-методичний посібник. - Запоріжжя, ЗДІА. 2011.-166
3. Ткаченко С.Й., Степанов Д.В., Боднар Л.А. Котельні установки. Навч. посіб. - Вінниця; ВНТУ, 2016.-185с.
4. Рогачов В.А. Котельні установки теплових електричних станцій. Аеродинамічний розрахунок котельних установок [Електронний ресурс]: методичні вказівки до курсового проекту. – Київ: НТУУ «КПІ», 2010. – 134 с.
5. Правила будови та безпечної експлуатації парових котлів, водогрійних котлів і водопідігрівачів. Наказ Державного комітету України по нагляду за охороною праці від 10.03.2017.
6. Улаштування електроустановок./ Наказ Міненерговугілля України від 21.07.2017 № 476
7. Ю.Ф. Романюк. Електричні мережі та системи. Навчальний підручник. – Київ: “Знання”, 2007. – 292 с.
8. Лисяк В.Г. Оптимальні режими вузлів навантаження електропостачальних систем. Навчальний посібник, – Львів: “ННІ” 2007. – 251 с.
9. П.М. Монтік Електротехніка та електромеханіка. Навчальний посібник – Львів: “Новий Світ”, 2011. – 487 с.
10. Електричні мережі та системи.: Навч. посібник для студ. електроенерг. спец. / М. С. Сегеда; Державний ун-т "Львівська політехніка". - Л.: Каменярь, 1999. - 296 с. - Бібліогр.: с.292-296. - ISBN 5-7745-0766-1
11. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни "Проектування електричних систем": для студ. спец. 7.090602

"Електричні системи і мережі" / Вінницький держ. технічний ун-т; уклад. Ж. І. Остапчук. - Вінниця: [б.в.], 1998. - 46 с.

12. Автоматика електроенергетичних систем. Практикум з дисципліни "Релейний захист та системна автоматика": Навч. посіб. для студ. спец. "Електричні мережі та системи"/О. Є. Рубаненко; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 1999. - 63 с.

13. Релейний захист та автоматика в електроенергетиці: Навч. посіб. для студ. спец. "Електрична частина електричних станцій", "Електричні мережі та системи", "Електротехнічні системи та системи електроспоживання" / В. М. Кутін [та ін]; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 2001. - 104 с.

14. Методичні вказівки до вибору схем розподільних пристроїв підстанцій напругою 35-750 кВ з курсу "Електричні системи та мережі" для студентів спеціальності "Електричні системи та мережі"/ Національний технічний ун-т "Харківський політехнічний ін-т" ; уклад. В. П. Волков. - Х.: НТУ "ХПІ", 2001. - 19 с.

15. Конструкції повітряних ліній електропередачі. Курсове проектування: навч. посібник для студ. спец. 7.090602 "Електричні системи і мережі" / М. О. Головатюк; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 2001. - 107 с.: рис. - Бібліогр.: с. 106-107

16. Експлуатація повітряних ліній електропередачі: навч. посіб. для студ. спец. 7.090602 "Електричні системи і мережі" / М. О. Головатюк; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 2001. - 129 с.: рис. - Бібліогр.: с. 129

17. Електромонтажні роботи. Електричні мережі до 1000 В: Навч. посібник для студ. електротехн. спец. з дисципліни "Робоча професія" / О. Д. Демов [і др.]; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 2002. - 55 с.

18. Електричні системи та мережі [Текст]: методичні вказівки до виконання курсового проекту для студ. спец. 7.090603 "Електротехнічні системи електроспоживання" денної та заоч. форм навчання / Національний ун-т харчових технологій; уклад. С. Є. Вакуленко. - К.: НУХТ, 2002. - 51 с.: рис. - Бібліогр.: с. 51-52

19. Розрахунки електричних мереж при їх проектуванні: навч. посібник для студ. спец. 7.090601 - "Електричні станції, 7.090602 - "Електричні системи і мережі" / Ю. В. Лук'яненко [та др.]; Вінницький держ. технічний ун-т. - Вінниця: ВДТУ, 2002. - 111 с.: рис. - Бібліогр.: с.111.

20. Денисюк А.Ю., Хливнюк М.Г., Шестак І.М. Комп'ютерна електроніка: Навч. Посіб. - Житомир: ЖВІ, 2017. - с. 33-44.

21. Електричні мережі систем електропостачання [Текст]: навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / Г. Г. Півняк [та ін.]; ред. Г. Г. Півняк; Національний гірничий ун-т. - Д.: НГУ, 2003. - 316 с.: рис. - Бібліогр.: с. 311. - ISBN 966-8271-45-9

